

УДК 69.002.5-82

Создание приводов оборудования строительных и дорожных машин

Разработан принцип объёмного деления потока рабочей жидкости многомоторного гидропривода рабочего оборудования строительных и дорожных машин. Определены основные технические решения и конструктивные параметры дискретного гидрораспределителя роторного типа.

Ключевые слова: приводы оборудования машин, гидроприводы, деление и суммирование потоков рабочей жидкости, дискретный гидрораспределитель.

Одной из тенденций развития строительного и дорожного машиностроения является создание мобильных многофункциональных машин с высоким уровнем удельной мощности (энергонасыщенности), выполняющих комплекс технологических операций. Перспективным типом передачи мощности от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) к ходовому и рабочему оборудованию машин является многомоторный гидропривод. Так, одной из тенденций развития катков для уплотнения покрытий автомобильных дорог является использование гидротрансмиссий закрытого типа на базе раздельно-агрегатных двухмашинных гидروпередач привода ведущих колёс и вибрационных устройств.

В пневмоколёсных катках за ДВС устанавливается редуктор насосной станции, включающей в себя три гидронасоса [1], два из которых предназначены для привода гидромоторов колёс каждого из трансмиссионных мостов, а третий – гидроусилителя руля. В вибрационных катках на базе одноосного тягача также используется редуктор насосной станции с тремя гидронасосами, первый из которых предназначен для привода гидромотора вальца, второй – гидромотора вибрационного устройства, а третий – гидроусилителя руля. В колёсных погрузчиках с бортовым поворотом за ДВС также устанавливается редуктор для привода трёх

гидронасосов. Два из них предназначены для привода бортовых гидромоторов погрузчика, кинематически связанных с соответствующими колёсами (звёздочками) бортов, а третий – рабочего оборудования погрузчика.

Увеличение удельного веса механической части привода исполнительных механизмов отрицательно сказывается на размерно-геометрических параметрах и возможностях машины по размещению необходимого технологического оборудования. Кроме того, велика трудоёмкость создания многофункциональных машин, поскольку машиностроительные предприятия, серийно производящие такую технику в малых объёмах, не располагают технологической базой для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом развития многомоторных гидроприводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода исполнительных механизмов машин. Это позволит отказаться от крупногабаритных и материалёмких редукторов и уменьшить количество соответствующих насосов в системах гидропривода. Такая задача может решаться посредством создания многопоточных моноагрегатных насосных установок на базе объединения двух насосов либо создания специальных устройств деления потока рабочей жидкости (РЖ) одного гидронасоса.

Первое направление заключается в применении тандемных насосов в системе приводов ходового и технологического оборудования строительных и дорожных машин (СДМ).

Известные делители потока РЖ, предлагаемые производителями гидроаппаратуры, формируются посредством тандемирования стандартных гидронасосов и отличаются сложностью и материалёмкостью, вследствие чего широкого распространения не получили.

А.В. ВАВИЛОВ,
д-р техн. наук,
А.А. КОТЛОБАЙ,
канд. техн. наук,
А.А. КОТЛОБАЙ
(Белорусский
национальный
технический
университет)

На базе основных положений дискретной гидравлики [2] авторы разработали **новый принцип деления и суммирования потоков РЖ**, состоящий в дискретной подаче фиксированных объёмов РЖ последовательно по напорным гидролиниям потребителей [3], а также **основные технические решения дискретных гидрораспределителей (ДГ) роторного типа**, работающих в режимах деления и суммирования потоков РЖ [4].

Принцип действия ДГ следующий. При его работе в режиме деления потока РЖ гидронасоса с подачей Q РЖ поступает в полость продольного канала 4 равномерно вращающегося ротора 3 в распределяющей втулке 2 корпуса 1 и периодически через рабочие камеры 5, 6 и 7 в напорные гидролинии потребителей с параметрами подачи Q_1 , Q_i и Q_n (рис. 1, а). При работе ДГ в режиме суммирования потоков РЖ из напорных гидролиний потребителей с параметрами подачи Q_1 , Q_i , Q_n РЖ поступает в рабочие камеры 5, 6, 7 и периодически через полость продольного канала 4 в гидробак, либо гидролинию иного потребителя с подачей Q (рис. 1, б).

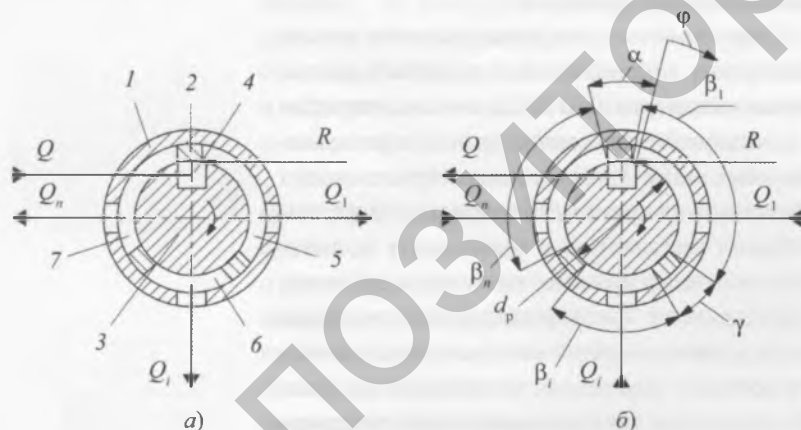


Рис. 1. Схема работы ДГ в режиме деления (а) и суммирования (б) потоков РЖ: 1 – корпус; 2 – распределительная втулка; 3 – ротор; 4 – продольный канал; 5, 6, 7 – рабочие камеры

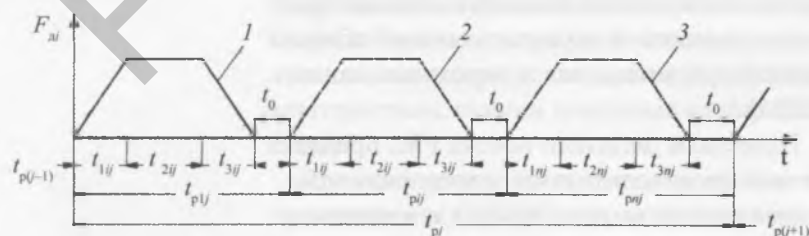


Рис. 2. Геометрические параметры ДГ:

1, 2 и 3 – площадь первого $F_{д1}(t)$, i -го $F_{дi}(t)$ и n -го $F_{дn}(t)$ отводящих каналов рабочих камер 5, 6 и 7; t – время

Геометрические параметры ДГ в относительном виде:

$$a_1 = \frac{\gamma\kappa}{2\pi}; a_2 = \frac{\gamma}{\alpha}; b_1 = \frac{\beta_1\kappa}{2\pi}; b_i = \frac{\beta_i\kappa}{2\pi}; b_n = \frac{\beta_n\kappa}{2\pi},$$

где α – центральный угол продольного канала 4 ротора 3; γ – центральный угол перешейков между рабочими камерами; κ – коэффициент дискретизации, равный числу продольных каналов 4; β_1 , β_i и β_n – центральный угол рабочей камеры 5, 6 и 7; 1, ..., i , ..., n – номер и число рабочих камер распределительной втулки 2.

При вращении ротора 3 в распределительной втулке 2 площадь $F_{дi}$ каждого из отводящих каналов рабочих камер 5–7 изменяется по времени t от нуля до заданной величины $F_{дi\max}$ (рис. 2).

Время j -го цикла подачи РЖ по отводящим каналам

$$t_{pj} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \frac{2\pi}{\kappa\omega};$$

$$t_{pij} = t_0 + t_{1ij} + t_{2ij} + t_{3ij},$$

где t_0 – время перекрытия смежных каналов рабочих камер; t_{1ij} , t_{2ij} и t_{3ij} – время открытия, открытого положения и закрытия канала рабочей камеры i -го потребителя; $j = 1 \dots \kappa$ – номер цикла подачи РЖ по всем отводящим каналам; ω – угловая скорость ротора.

$$t_0 = \frac{2\pi a_1 (a_2 - 1)}{a_2 \kappa \omega}; t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{2f}{d_p h \omega \kappa};$$

$$t_{2ij} = \frac{2\pi k_{Q_i} \left(1 - n a_1 + n \frac{a_1}{a_2} \right)}{\omega \kappa \sum_{i=1}^n k_{Q_i}} - \frac{4f}{d_p h \omega \kappa}, \quad (1)$$

где $f = \pi d_n^2 / 4$ – условный проход и диаметр напорной гидролинии насоса; F_p – диаметр ротора ДГ; h – длина рабочей камеры; $k_{Q_i} = \Delta V_i / \Delta V_1$; ΔV_i – дискретный объём РЖ, поступающий в напорную гидролинию i -го потребителя за время t_{pij} .

При вращении на ротор 3 (см. рис. 1) действует суммарная горизонтальная составляющая R гидродинамических сил R_{ij} , определяемая по выражению [5]

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{2F_{дi} |\Delta p_i|}{\sqrt{5}} \cos \chi_i,$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления; Δp_i – перепад давлений в канале i -го потока РЖ ДГ; χ_i – угол действия гидродинамических сил.

Рассмотрим работу многомоторного привода, оснащённого ДГ, расчётная схема которого приведена на рис. 3, где m_1 , m_i и m_n – масса груза и подвижных частей 6, 7 и 8, приведённая к поршню гидроцилиндра 3, 4 и 5; z_1 , z_i и z_n – координата поршня гидроцилиндра 3, 4 и 5; p_1 , p_i и p_n – давление РЖ в полости гидроцилиндра 3, 4 и 5; p_n и p_c – давление РЖ в полости насоса и гидролинии потребителя.

Переходные процессы при функционировании ДГ в режиме деления потока РЖ насоса описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d p_n}{d t} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^n Q_{di}}{\psi V_{гн}}; \\ \frac{d p_i}{d t} &= \frac{Q_{di} - F_i \frac{d z_i}{d t}}{\psi (F_i z_i + f l_i)} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{di}}{d t^2} - \frac{8 \pi \rho v l_i}{f^2} \frac{d Q_{di}}{d t}; \\ \frac{d^2 z_i}{d t^2} &= \frac{1}{m_i} \left(F_i p_i - P_i - k_u \frac{d z_i}{d t} - P_{тр i} \operatorname{sgn} \frac{d z_i}{d t} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где Q_n – подача гидронасоса; Q_{di} – подача РЖ в напорную гидролинию i -го потребителя; ψ – коэффициент податливости РЖ; $V_{гн}$ – объём гидрогасителя в цепи насоса; F_i – площадь поршня исполнительного цилиндра; f – площадь проходного сечения всех гидролиний; l_i – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра; ρ – плотность РЖ; v – кинематический коэффициент вязкости РЖ; z_i – координата поршня исполнительного цилиндра; m_i – масса груза и подвижных частей, приведённая к поршню; P_i – сила сопротивления подъёму груза; $P_{тр i}$ – сила трения; k_u – коэффициент вязкого трения РЖ, учитывающий влияние скорости перемещения поршня исполнительного гидроцилиндра на силу сопротивления.

Переходные процессы при функционировании ДГ в режиме суммирования потоков РЖ описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

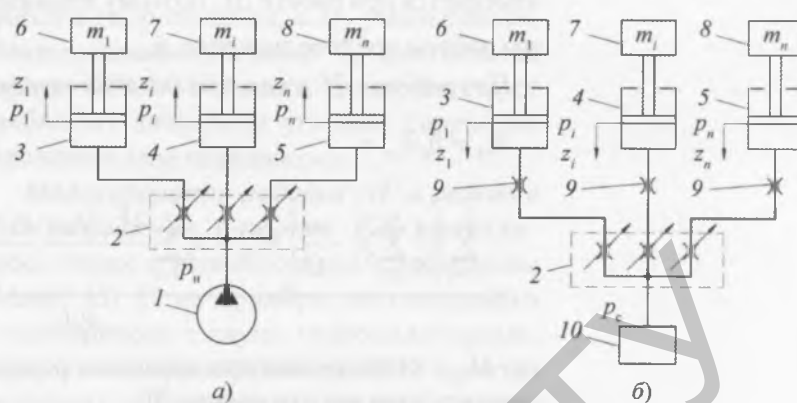


Рис. 3. Расчётная схема многомоторного гидропривода в режиме деления потока РЖ (а) и суммирования потоков РЖ (б) ДГ:

1 – насос; 2 – ДГ; 3, 4, 5 – исполнительные гидроцилиндры; 6, 7, 8 – грузы; 9 – нагрузочный дроссель; 10 – потребитель

$$\left. \begin{aligned} \frac{d p_i}{d t} &= \frac{F_i \frac{d z_i}{d t} - Q_{ni}}{\psi (V_i - F_i z_i + f l_i)}; \\ \frac{d p_{ni}}{d t} &= \frac{Q_{ni} - Q_{дi}}{\psi (V_{гн i} + f l_{ni})}; \\ \frac{d^2 z_i}{d t^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_u \frac{d z_i}{d t} - P_{тр i} \operatorname{sgn} \frac{d z_i}{d t} \right), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где Q_{ni} – расход РЖ через нагрузочный дроссель; l_i – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра до нагрузочного дросселя; $V_i = F_i z_{i \max}$ – объём поршневой полости исполнительного гидроцилиндра в исходном положении; p_{ni} – давление после нагрузочного дросселя; $V_{гн i}$ – объём полости гидрогасителя в гидролинии; l_{ni} – длина трубопровода от нагрузочного дросселя до ДГ.

Эффективность работы ДГ может быть оценена по величине общего коэффициента полезного действия (КПД) гидроаппаратов, учитывающего объёмные потери в ДГ и потери мощности при прохождении РЖ через ДГ [2]:

$$\eta_{га.п} = \eta_{га.о} \eta_{га},$$

где $\eta_{га.п}$, $\eta_{га.о}$ и $\eta_{га}$ – общий гидравлический, объёмный и гидравлический КПД ДГ.

Величина $\eta_{га.о}$ определяется конструктивным исполнением ДГ и технологическим уровнем производства гидроаппаратуры и в статье не рассматривается. КПД $\eta_{га}$ определяет потери давления в ДГ η_r и гидромеханические потери мощности на вращение ротора ДГ $\eta_{гм}$. Мгновенное значение $\eta_{га}$

изменяется при работе ДГ, поэтому принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение $\bar{\eta}_{га}$.

При работе ДГ в режиме деления потока РЖ насоса

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_г \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i - \frac{\omega}{Q} \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{дi} |p_n - p_i - p_{jn} - p_{ln} - p_{ji} - p_{li}|}{2\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right] \right\}}{P_n t_{ц}}, \quad (4)$$

где $M_{тр}$ – силы трения при вращении ротора; $t_{ц}$ – время цикла работы ДГ; $F_{дi}$ – суммарная площадь каналов i -го потока ДГ.

При работе ДГ в режиме суммирования потоков РЖ

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_г \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ p_c \sum_{i=1}^n F_i \frac{dz_i}{dt} - \omega \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{дi} |p_{ni} - p_c - p_{jn} - p_{ln}|}{2\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i \right] \right\}}{t_{ц} \sum_{i=1}^n P_{ni} F_i \frac{dz_i}{dt}}, \quad (5)$$

Рассогласование перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров определялось как средняя величина отношений текущих значений перемещений i -го и 1-го исполнительных гидроцилиндров за время цикла:

$$\bar{k}_{zi} = \frac{1}{t_{ц}} \sum_{t_u=0}^{t_u} \frac{z_i}{z_1}. \quad (6)$$

Решение систем дифференциальных уравнений (2), (3) и определение параметров (4)–(6) в режиме деления потоков РЖ проводилось с помощью программы MathCAD 11 на примере двухмоторного гидропривода, оснащённого насосом 310.4.56 с величиной подачи РЖ $Q = 1330 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, работающего с двумя гидроцилиндрами, имеющими поршни диаметром 0,12 м, с нагрузкой, задаваемой параметром P_1/P_2 , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_2 = 200 \text{ кН}$. При расчёте принимались следующие значения параметров: $f = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $\psi = 1,5 \cdot 10^{-9}$; $P_{тpi} = 0,1 P_i$; $k_{ц} = 0,15$; $\zeta = 0,5$.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, \kappa)$ и $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, \kappa)$ были аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 0,996 + 0,036 (P_1/P_2) + 0,005\kappa - 0,014 (P_1/P_2)^2 - 0,001 (P_1/P_2) \kappa;$$

$$k_{z2} = 0,915 + 0,121 (P_1/P_2) - 0,063\kappa - 0,017 (P_1/P_2)^2 + 0,556 (P_1/P_2) \kappa.$$

Анализ полученных результатов (рис. 4) свидетельствует о том, что ДГ в режиме деления потока РЖ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура первого

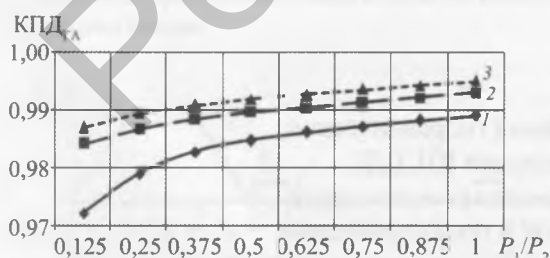


Рис. 4. Зависимости среднего КПД $\bar{\eta}_{га}$ от параметра P_1/P_2 при коэффициенте дискретизации κ , равном 3 (1), 6 (2) и 9 (3)

потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Максимальное значение $\bar{\eta}_{га}$ достигается при равенстве нагрузок напорных гидролиний потребителей и повышается с увеличением параметра κ , что объясняется уменьшением дискретного объёма РЖ, поступающей в напорную гидролинию потребителя при каждом цикле работы ДГ, и снижением динамичности работы гидропривода. Следует отметить, что наиболее существенно $\bar{\eta}_{га}$ увеличивается при повышении коэффициента дискретизации κ с 1 до 3. При дальнейшем увеличении κ КПД $\bar{\eta}_{га}$ изменяется незначительно. Уменьшение параметра P_1/P_2 и увеличение κ приводит к пропорциональному уменьшению коэффициента k_{z2} .

На основании полученных результатов можно считать рациональным интервал значений $\kappa = 4-6$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{га}$ и относительно небольшое снижение k_{z2} при изменении нагрузок напорных гидролиний потребителей в широком диапазоне. Конструктивную схему ДГ, обеспечивающую синхронизацию работы исполнительных гидроцилиндров ($k_{z2} = 1$), следует формировать со значениями $\kappa = 3-4$, гарантирующими минимальное снижение $\bar{\eta}_{га}$ при изменении нагрузок исполнительных гидроцилиндров в широком диапазоне.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, V_{гн})$ и $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, V_{гн})$ были аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 0,982 + 0,024 (P_1/P_2) - 3,023 V_{гн} - 0,012 (P_1/P_2)^2 + 2,142 (P_1/P_2) V_{гн};$$

$$k_{z2} = 0,791 - 0,062 (P_1/P_2) - 4266 V_{гн} + 0,433 \times (P_1/P_2)^2 + 3811 \cdot 10^3 V_{гн}^2 + 2715 (P_1/P_2) V_{гн}.$$

При увеличении параметра $V_{гн}$ коэффициент k_{z2} снижается. Увеличение объёма $V_{гн}$ способствует появлению дифференциального эффекта. Рациональные значения k_{z2} достигаются при $V_{гн} = (0,5-1,0) q$, где q – рабочий объём гидронасоса. Это эквивалентно длине рукава высокого давления $l_i = 0,07-0,14$ м. КПД $\bar{\eta}_{га}$ имеет максимальное значение при $V_{гн} = (0,5-1,0) q$ и снижается при увеличении $V_{гн}$. ДГ должен устанавливаться рядом с соответствующим насосом, либо интегрироваться в его конструкцию. Моделирование показало, что изменение величин f_{li} не влияет на параметры $\bar{\eta}_{га}$ и k_{z2} .

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_{11}(P_1/P_2, \omega)$ и $k_{z2} = f_{21}(P_1/P_2, \omega)$ были аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 0,901 + 0,162 (P_1/P_2) + 0,268 \cdot 10^{-3} \omega - 0,091 (P_1/P_2)^2 - 0,291 \cdot 10^{-6} \omega^2 - 0,116 \cdot 10^{-3} (P_1/P_2) \omega;$$

$$k_{z2} = 0,876 + 0,361 (P_1/P_2) - 0,002 \omega - 0,199 (P_1/P_2)^2 + 0,144 \cdot 10^{-5} \omega^2 + 1,775 \cdot 10^{-3} (P_1/P_2) \omega.$$

При увеличении ω КПД $\bar{\eta}_{га}$ увеличивается благодаря снижению динамичности

работы гидропривода, а k_{z2} уменьшается. Максимальное значение $\bar{\eta}_{га}$ достигается при $\omega = 188,4-314,0$ рад/с, что соответствует рабочему диапазону угловых скоростей вращения вала гидронасоса.

Моделирование работы ДГ в режиме суммирования потоков РЖ проводилось также с использованием программы MathCAD 11 на примере двухмоторного гидропривода с двумя гидроцилиндрами, имеющими поршни диаметром 0,12 м, нагруженными инерционной нагрузкой, задаваемой относительным параметром P_2/P_1 , изменяющимся в пределах 0,125–1,00 при нагрузке $P_2 = 200$ кН. Давление p_c в напорной гидролинии потребителя задавалось пропорционально значению P_1/F_1 с коэффициентом пропорциональности, изменяемым в пределах (0,05–0,1).

Результаты математического моделирования по определению зависимостей $\bar{\eta}_{га} = f_2(P_2/P_1, p_c)$ и $k_{z2} = f_1(P_2/P_1, p_c)$ были аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 0,149 - 0,128 (P_2/P_1) + 12,04 p_c - 0,125 (P_2/P_1)^2 - 40,4 p_c^2 + 0,735 (P_2/P_1) p_c;$$

$$k_{z2} = 0,19 + 1,53 (P_2/P_1) - 2,259 p_c - 0,816 (P_2/P_1)^2 - 6,0 p_c^2 + 3,749 (P_2/P_1) p_c.$$

Анализ полученных результатов (рис. 5) свидетельствует о том, что ДГ при работе в режиме суммирования потоков РЖ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура первого потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. При уменьшении параметра P_2/P_1 в пределах 1,0–0,125 параметр k_{z2} снижается, а $\bar{\eta}_{га}$ увеличивается. Увеличение давления p_c в сливной гидролинии ДГ приводит к уменьшению параметра k_{z2} и увеличению $\bar{\eta}_{га}$.

Результаты математического моделирования по определению зависимостей

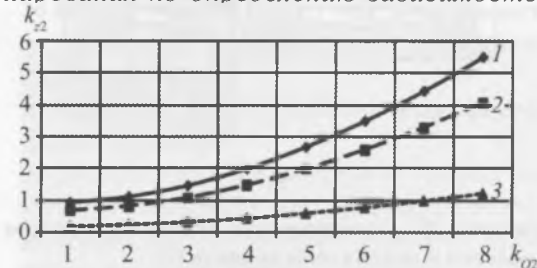


Рис. 5. Зависимости коэффициента k_{z2} от параметра k_{Q2} при соотношении P_2/P_1 , равном 0,875 (1), 0,5 (2) и 0,125 (3)

$\bar{\eta}_{га} = f_2(P_2/P_1, k_{Q2})$ и $k_{z2} = f_1(P_2/P_1, k_{Q2})$ были аппроксимированы уравнениями регрессии:

$$\bar{\eta}_{га} = 0,859 - 0,231 k_{Q2} + 0,304 (P_2/P_1) + 0,02 k_{Q2}^2 - 0,416 (P_2/P_1)^2 + 0,076 k_{Q2} (P_2/P_1);$$

$$k_{z2} = 0,26 - 0,337 k_{Q2} + 2,334 (P_2/P_1) + 0,048 k_{Q2}^2 - 2,577 (P_2/P_1)^2 + 0,679 k_{Q2} (P_2/P_1).$$

Изменяя параметр k_{Q2} , можно обеспечить заданное рассогласование перемещения грузов (см. рис. 5).

Проведённый анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащённого ДГ, рабо-

тающим в режиме деления и суммирования потоков РЖ, позволил сделать следующие **выводы:**

- ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура первого потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Например, при изменении параметра P_1/P_2 в диапазоне 1,0–0,125 $\bar{\eta}_{га}$ и k_{z2} изменяются в соответствующих диапазонах 0,94–0,91 и 1,0–0,57, при этом $\bar{\eta}_{гм}$ остаётся неизменной и равной примерно 0,98;

- увеличение параметра к дискретизации потока РЖ приводит к увеличению $\bar{\eta}_{га}$ при уменьшении k_{z2} . Рациональным является интервал $k = 4–7$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{га}$ и относительно небольшое снижение k_{z2} при изменении нагрузок напорных гидролиний потребителей в широком диапазоне;

- максимальное значение $\bar{\eta}_{га}$ достигается при угловой скорости ротора $\omega = 188,4–314,0$ рад/с;

- ДГ обеспечивает возможность изменения параметров подачи РЖ по напорным гидролиниям потребителей в широком диапазоне за счёт изменения размерно-геометрических параметров ротора и распределяющей втулки;

- рациональные значения объёма гидродвигателя $V_{гн} = (0,5–1,0) q$, что предполагает установку ДГ возле гидронасоса, либо его интегрирование в конструкцию последнего;

- параметры продольных пазов ротора и каналов распределительной втулки выбираются из условия отсутствия перекрытия $a_2 = 1,0$;

- удаление дросселей нагрузки от ДГ и приближение их к исполнительным гидроцилиндрам позволяет улучшить показатели работы многомоторного гидропривода;

- увеличение проходного сечения дросселя нагрузки приводит к снижению $\bar{\eta}_{га}$ и увеличению k_{z2} ;

- увеличение давления в напорной гидролинии потребителя приводит к увеличению $\bar{\eta}_{га}$ гидропривода при существенном уменьшении параметра k_{z2} .

Конструктивно ДГ может быть выполнен в виде отдельного агрегата (рис. 6, а), установленного на корпус насоса, с приводом ротора ДГ от приводного вала насоса [6]

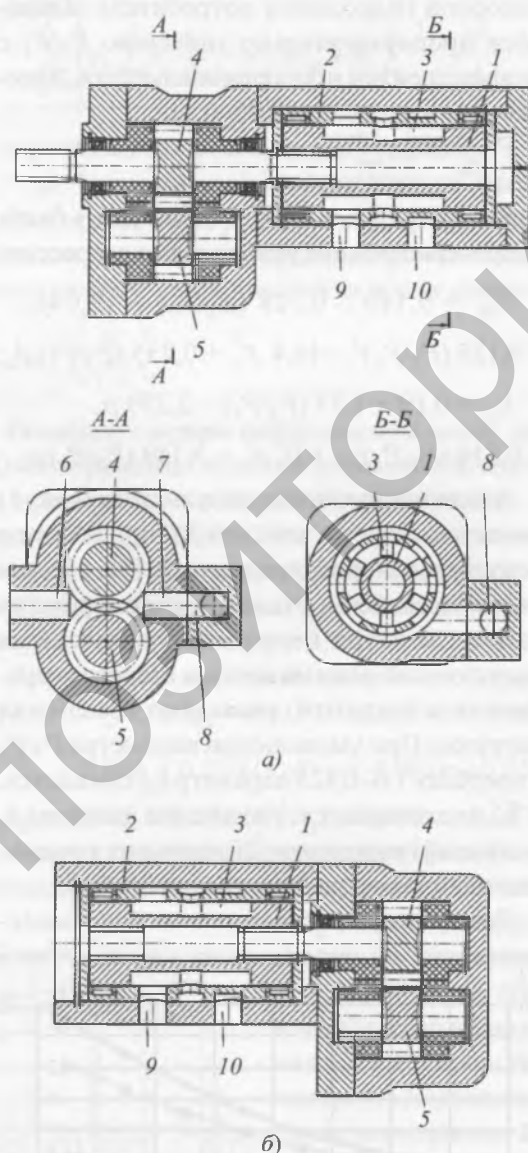


Рис. 6. Гидронасос шестерённый с ДГ, установленным на дополнительном фланце насоса (а) и между насосом и механизмом привода (б):

1 – ротор; 2 – статор; 3 – продольный канал ротора ДГ; 4 и 5 – шестерни насоса; 6 и 7 – всасывающий и отводящий канал; 8 – трубопровод; 9, 10 – каналы подключения потребителя

или промежуточного агрегата (рис. 6, б), размещённого между механизмом привода и насосом серийного исполнения [7], либо ДГ может интегрироваться в конструкцию насоса [8] с соответствующей доработкой.

При создании двухмоторных систем приводов актуальна разработка ДГ, обеспечивающего плавное изменение параметров потоков РЖ по напорным гидролиниям потребителей в соответствии с алгоритмом работы гидропривода. Разработана конструктивная схема ДГ [9] (рис. 7), отличительной особенностью которой является изменение параметров ротора 1 по длине. По длине статора 2 образован ряд групп продольных каналов 5, связанных с каналом 6 корпуса ДГ через спиральную канавку 11, созданную на поверхности золотника 9 гидрораспределителя. При повороте золотника 9 на угол 0–180° посредством зубчатой передачи 12, 10 (например, червячной) полость спиральной канавки 11 соединяется с полостями каналов 5, расположенными по длине ротора 1 в зонах с различным соотношением его параметров. В крайних положениях золотника 9 ДГ переводится в однопоточный режим. На корпусе ДГ устанавливаются электромагнитные датчики 13 и 14, обеспечивающие обратную связь по системе управления ДГ.

Таким образом, реализация предложенных технически простых конструктивных схем ДГ позволит уменьшить число гидронасосов при создании гидросистем приводов рабочего оборудования многофункциональных СДМ, исключить из системы приводов их исполнительных механизмов механические агрегаты, упростить разработку машины и снизить её стоимость.

Приведённые технические решения ДГ и математические выражения для расчёта параметров могут быть использованы при создании многомоторных приводов рабочего оборудования СДМ.

Список литературы

1. Раннев А.В., Полосин М.Д. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин: учебник для нач. проф. образования. М.: Издательский центр «Академия», 2003. 488 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов по

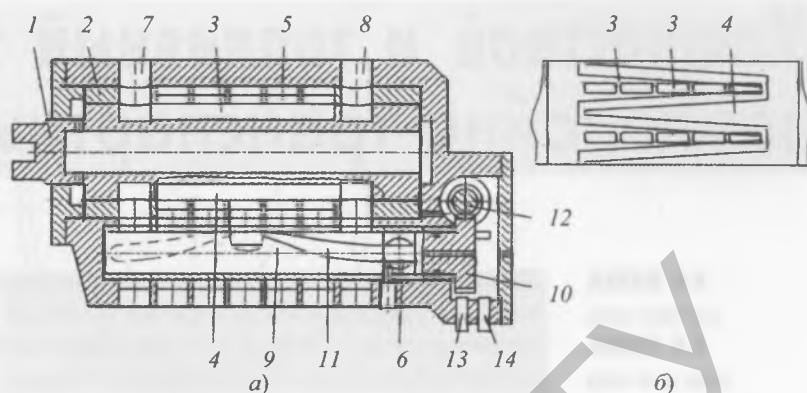


Рис. 7. ДГ с регулированием параметров потоков РЖ:

а – продольный разрез; б – развёртка ротора; 1 – ротор; 2 – статор; 3, 4, 5 – продольные каналы; 6, 7, 8 – каналы корпуса ДГ; 9 – золотник гидрораспределителя; 10, 12 – зубчатые элементы червячной передачи; 11 – спиральная канавка; 13, 14 – электромагнитные датчики

специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». М.: Машиностроение, 1991. 384 с.

3. Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. 2010. № 5. С. 43–46.

4. Пат. на полезную модель 63880 Российская Федерация, МПК F15B 11/22. Модульная дозирующая система / Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Ивановский А.Н., Андрияненко Ю.А., Луцков Б.А., Котлобай А.А.; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». № 2006146474/22; заявл. 25.12.2006; опубл. 10.06.2007. Бюл. № 16.

5. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

6. Пат. 2772 Республика Беларусь, F15B 11/22, E04C 2/04. Насос шестерённый / Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Котлобай А.А.; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». № 20050715; заявл. 14.11.05; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. 2006. № 3.

7. Пат. на полезную модель 66449 Российская Федерация, МПК F15B 11/22. Насос шестерённый / Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Ивановский А.Н., Андрияненко Ю.А., Луцков Б.А., Котлобай А.А.; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». № 2007115524/22; заявл. 24.04.2007; опубл. 10.09.2007. Бюл. № 25.

8. Пат. на полезную модель 66448 Российская Федерация, МПК F15B 11/22 Аксально-поршневая гидромашинка / Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Ивановский А.Н., Андрияненко Ю.А., Луцков Б.А., Котлобай А.А.; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». № 2007114103/22; заявл. 13.04.2007; опубл. 10.09.2007. Бюл. № 25.

9. Пат. 7201 Республика Беларусь, МПК(2009) B 60K 17/00, E 01C 19/22. Гидрообъёмная трансмиссия самоходного вибрационного катка / Бобровник А.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А.; заявитель Белорусский государственный аграрный технический университет. № 20100796; заявл. 22.09.10; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. 2011. № 2.

A.V. Vavilov, A.Ya. Kotlobai, A.A. Kotlobai (Belarusian national technical university)

Creating the driving units for road construction machinery run and labour equipment

In the work given the principle of volumetrically dividing the flow of the liquid for multimotor road construction machinery labor bodies' drive is developed. Basic technical solutions and constructive parameters of discrete rotary liquid spreader are determined.